

**Engine braking system for internal combustion engine includes outlet valve with valve stem, also exhaust cam with first cam projection opening outlet valve during exhaust phase of engine**

**Patent Assignee:** UNISIA JECS CORP

**Inventors:** HOSAKA N; TSURUTA S

#### Patent Family

Patent Number	Kind	Date	Application Number	Kind	Date	Week	Type
DE 19951052	A1	20000511	DE 1051052	A	19991022	200034	B
JP 2000130134	A	20000509	JP 98302172	A	19981023	200034	
DE 19951052	C2	20011206	DE 1051052	A	19991022	200175	
IT 1308005	B	20011129	IT 99RM645	A	19991021	200237	

**Priority Applications (Number Kind Date): JP 98302172 A ( 19981023)**

#### Patent Details

Patent	Kind	Language	Page	Main IPC	Filing Notes
DE 19951052	A1		16	F01L-013/06	
JP 2000130134	A		8	F01L-013/06	
DE 19951052	C2			F01L-013/06	
IT 1308005	B			F01L-000/00	

#### Abstract:

DE 19951052 A1

**NOVELTY** A valve lifter (15) has a valve stem (5) arranged in a movement transmitting relationship between the exhaust cam (10) and the valve stem. The valve lifter includes a cam follower surface (21), working with the cam.

**DETAILED DESCRIPTION** A two-position valve (49) has a first setting, which facilitates the discharge of the hydraulic fluid from the valve lifter, and a second setting, which facilitates a supply of fluid to the valve lifter. The valve lifter has a first position for the normal engine operation in which the cam follower surface is spaced from the base circle (13) of the exhaust cam, in order to determine in between a predetermined gap, which is large enough, to facilitate the passage of the second cam projection (12) across the cam follower surface without the opening of the exhaust valve (4), during the compression phase. The valve lifter has a second position for the engine brake drive, in which the cam follower surface is spaced slightly distanced from the base circle of the exhaust cam, to facilitate by the cam projection the opening of the exhaust valve during the compression phase. The valve lifter takes up the first setting, as a response to the discharge of the hydraulic fluid from this and the lifter takes up the second setting as a response to the supply of hydraulic fluid to this.

**USE** Engine braking system used with internal combustion engine.



ADVANTAGE Engine braking system for internal combustion engine with exhaust valves, which make contact with cams and are operated using cams.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) The drawing shows a sectional view of the cylinder head section of the internal combustion engine with outlet-exhaust valve in body contact with cam, with valve lifter in position taken up during normal engine operation.

Exhaust cam (10)

First cam projection (11)

Second cam projection (12)

Base circle (13)

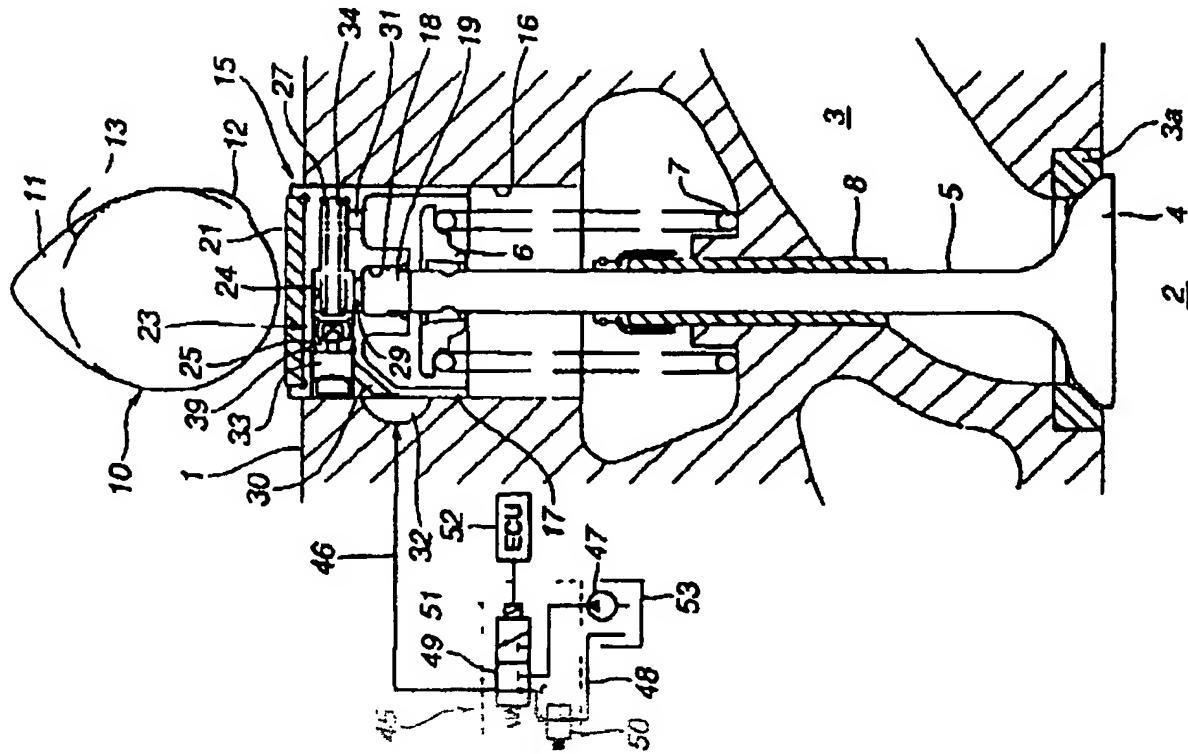
Valve lifter (15)

Valve stem (5)

Cam follower surface (21)

Two position valve (49)

pp; 16 DwgNo 1A/14







(19) BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

(20) Offenlegungsschrift  
DE 199 51 052 A 1

(51) Int. Cl. 7:  
F 01 L 13/06

(21) Aktenzeichen: 199 51 052.0  
(22) Anmeldetag: 22. 10. 1999  
(23) Offenlegungstag: 11. 5. 2000

(30) Unionspriorität:  
10-302172 23. 10. 1998 JP  
(71) Anmelder:  
Unisia Jecs Corp., Atsugi, Kanagawa, JP  
(74) Vertreter:  
Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser,  
80538 München

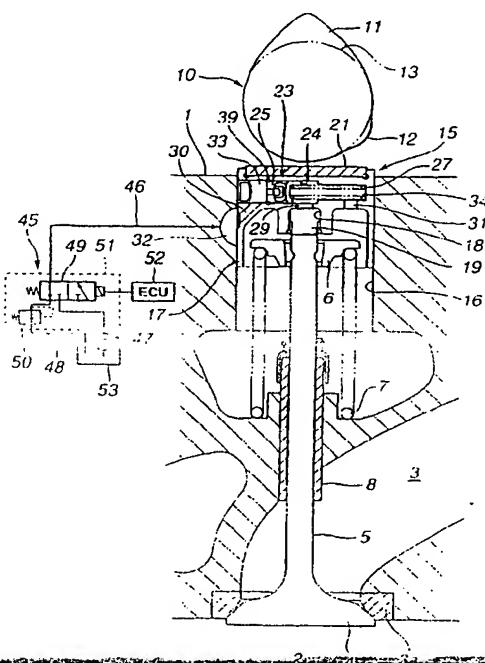
(72) Erfinder:  
Hosaka, Noromi, Atsugi, Kanagawa, JP; Tsuruta,  
Seiji, Atsugi, Kanagawa, JP

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Motorbremsvorrichtung für eine Verbrennungskraftmaschine

(55) Eine Motorbremsvorrichtung für eine Verbrennungskraftmaschine umfaßt ein Auslaßventil (4) mit einem Ventilstößel (5) und einer Auslaßnocke (10) mit einer ersten Nockennase (11), die sich von einem Grundkreis (13) zur Öffnung des Auslaßventils (4) während einer Ausschlußphase des Motors erstreckt, und eine zweite Nockennase (12), die sich vom Grundkreis (13) zur Öffnung des Auslaßventils (4) während einer Kompressionsphase des Motors erstreckt. Ein Ventilheber (15) ist in einer bewegungsübertragenden Beziehung zwischen der Auslaßnocke (10) und dem Ventilstößel (5) angeordnet. Er umfaßt eine Nockenmitnehmerfläche (21), die mit der Auslaßnocke (10) zusammenwirkt. Ein Zweistellungsventil (49) ist vorgesehen, welches eine erste Stellung aufweist, die das Ablassen von Hydraulikfluid vom Ventilheber (15) ermöglicht, und eine zweite Stellung, die die Zufuhr von Hydraulikfluid an den Ventilheber (15) ermöglicht. Der Ventilheber (15) weist eine erste Stellung für den normalen Motorbetrieb auf, in der die Nockenmitnehmerfläche (21) vom Grundkreis (13) der Auslaßnocke (10) beabstandet ist, um dazwischen eine vorbestimmte Lücke zu bestimmen, die groß genug ist, den Durchlaß der zweiten Nockennase (12) über die Nockenmitnehmerfläche (21) ohne Öffnung des Auslaßventils (4) während der Kompressionsphase zu ermöglichen. Der Ventilheber (15) weist eine zweite Stellung für den Motorbremsbetrieb auf, in der die Nockenmitnehmerfläche (21) weniger weit vom Grundkreis (13) der Auslaßnocke (10) ...



DE 199 51 052 A 1

# DE 199 51 052 A 1

1

## Beschreibung

### GEBIEIT DER ERFINDUNG

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Motorbremsvorrichtung für eine Verbrennungskraftmaschine.

### HINTERGRUND DER ERFINDUNG

Die JP-A 296 406 U (Gebrauchsmuster) offenbart eine Motorbremsvorrichtung für einen mehrzylindrigen Dieselmotor mit einem Zylinderkopf, der sowohl zwei Auslaßventile als auch zwei Einlaßventile pro Zylinder aufweist. Bei der herkömmlichen Motorbremsvorrichtung wirkt ein hydraulisch betätigter Stoparm mit einem der beiden Auslaßventile während des Motorbremsvorganges zusammen und läßt das Auslaßventil um eine schmale Lücke offen. Durch das Öffnenlassen des Auslaßventils um eine schmale Lücke wird verhindert, daß die Luft während der Kompressionsphase komprimiert wird, was sie über die Lücke des Auslaßventils in die Abgasleitung drückt. Ein Volumenabfall der Luft während der nachfolgenden Leistungs- oder Ausdehnungsphase wird zu einem Abfall in der Kraft führen, die auf den Kolben wirkt, was in einer Erhöhung der Motorbremsleistung resultiert.

Diese Vorrichtung benötigt zwingenderweise Auslaßventile, die durch Schwenkarüme betätigt werden. Es verbleibt der Bedarf für eine Entwicklung in eine Richtung zu einer Motorbremsvorrichtung mit Auslaßventilen, die direkt durch Nocken geöffnet und geschlossen werden.

Entsprechend ist es ein Ziel der vorliegenden Erfindung, eine Motorbremsvorrichtung für eine Verbrennungskraftmaschine mit Auslaßventilen zu schaffen, die in Körperkontakt mit Nocken stehen und durch Nocken betätigt werden.

### ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

Gemäß der vorliegenden Erfindung ist eine Motorbremsvorrichtung für eine Verbrennungskraftmaschine vorgesehen, die umfaßt:

- ein Auslaßventil mit einem Ventilschaft;
- eine Auslaßnocke mit einer ersten Nockennase, die sich zum Öffnen des Auslaßventils während der Auslaßphase von einem Grundkreis des Motors wegerstreckt, und eine zweite Nockennase, die sich vom Grundkreis zum Öffnen des Auslaßventils während der Kompressionsphase des Motors erstreckt;
- einen Ventilheber, der in bewegungsübertragender Beziehung zwischen der Auslaßnocke und dem Ventilschaft angeordnet ist, wobei der Ventilheber eine Nockenmitnehmerfläche umfaßt, die mit der Auslaßnocke zusammenwirkt; und
- ein Zweistellungsventil mit einer ersten Stellung, die das Ausstoßen von Hydraulikfluid aus dem Ventilheber ermöglicht, und einer zweiten Stellung, die die Zufuhr von Hydraulikfluid an den Ventilheber ermöglicht,
- wobei der Ventilheber eine erste Stellung für den normalen Motorbetrieb aufweist, bei dem die Nockenmitnehmerfläche vom Grundkreis der Auslaßnocke beabstandet ist, um darzwischen eine vorbestimmte Lücke zu bestimmen, die groß genug ist, die zweite Nockennase über die Nockenmitnehmerfläche passieren zu lassen, ohne daß das Auslaßventil während der Kompressionsphase geöffnet wird,
- wobei der Ventilheber eine zweite Stellung für den Motorbremsbetrieb aufweist, bei dem die Nockenmitnehmerfläche weniger weit vom Grundkreis der Auslaßnocke beabstandet ist, um der zweiten Nockennase das Öffnen des Auslaßventils während der Kompressionsphase zu ermöglichen,
- wobei der Ventilheber die erste Stellung als Antwort auf das

2

Ablassen von Hydraulikfluid aus demselben einnimmt, und wobei der Ventilheber die zweite Position als Antwort auf die Zufuhr von Hydraulikfluid zu diesem einnimmt.

### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Fig. 1A zeigt eine Schnittansicht eines Zylinderkopfabschnittes einer Verbrennungskraftmaschine mit einem Auslaßventil, das in Körperkontakt mit einer Nocke steht und durch diese betätigt wird, wobei eine Motorbremsvorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung mit einem Ventilheber in einer Stellung des normalen Motorbetriebs, wie sie während eines normalen Motorbetriebs eingenommen wird, dargestellt ist;

Fig. 1B stellt die Motorbremsvorrichtung dar, wobei aber eine Nocke im Uhrzeigersinn von einer Winkelstellung der Fig. 1A in eine Winkelstellung nahe TDC während der Kompressionsphase gedreht ist, in der eine kleine Hubnokkennase einer Nockenmitnehmerfläche des Ventilhebers gegenüberliegt, was das Auslaßventil geschlossen läßt;

Fig. 1C stellt die Motorbremsvorrichtung dar, wobei aber die Nocke im Uhrzeigersinn von der Winkelstellung der Fig. 1B in eine Winkelstellung während der Ausstoßphase gedreht ist, wobei eine Normalhub-Nockenkennase in Körperkontakt mit der Nockenmitnehmerfläche des Ventilhebers steht, um das Auslaßventil vollständig zu öffnen;

Fig. 2 zeigt eine vergrößerte Teilansicht der Fig. 1A;

Fig. 3A-3C zeigen Teilansichten der Fig. 2, in denen aufeinanderfolgende Stellungen dargestellt sind, die während eines Umshaltens vom normalen Motorbetrieb zu einem Motorbremsbetrieb eingenommen werden;

Fig. 3D-3E zeigen Teilansichten der Fig. 2, die aufeinanderfolgende Stellungen darstellen, die während eines Umshaltens vom Motorbremsbetrieb zum normalen Motorbetrieb eingenommen werden;

Fig. 4A zeigt eine Schnittansicht ähnlich der Fig. 1A, wobei die Motorbremsvorrichtung mit dem Ventilheber in der Motorbremsbetriebsstellung, die für den Motorbremsvorgang eingenommen wird, dargestellt ist;

Fig. 4B stellt die Motorbremsvorrichtung in der Betriebsstellung dar, wobei aber die Nocke in eine Winkelstellung nahe TDC während der Kompressionsphase gedreht ist, in der die kleine Hubnokkennase sich in physischem Kontakt mit der Nockenmitnehmerfläche des Ventilhebers befindet, um das Auslaßventil um eine kleine Lücke zu heben;

Fig. 4C zeigt die Motorbremsvorrichtung in der Motorbremsstellung, wobei aber die Nocke in eine Winkelstellung während der Auslaßphase gedreht ist, in der die normale Hubnokkennase sich in Körperkontakt mit der Nockenmitnehmerfläche des Ventilhebers befindet, um das Auslaßventil vollständig zu öffnen, und

Fig. 5A-5B zeigen Ventilhubdiagramme des Auslaßventils jeweils für den normalen Motorbetrieb und für den Motorbremsbetrieb.

### BESCHREIBUNG DER BEIGEZOGENEN AUSFÜHRUNGSBEISPIELE:

Unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen werden in allen Figuren ähnliche Bezugszeichen zur Bezeichnung von ähnlichen Teilen oder Abschnitten verwendet.

In den Fig. 1A und 2 ist ein Zylinderkopf einer mehrzylindrigen Dieselverbrennungskraftmaschine gezeigt. Jeder der Zylinder ermöglicht die Hin- und Herbewegung eines Kolbens. Der Kolben bewegt sich hin und her, um eine Einlaßphase, eine Kompressionsphase, eine Leistungs- oder Ausdehnungsphase und eine Ausstoßphase einzunehmen. In

**Fig. 1A** ist ein Verbrennungsraum oder eine Verbrennungskammer 2 gezeigt, die durch den Kolben innerhalb des Zylinders bestimmt wird. Der Zylinderkopf ist mit einer Auslaßöffnung 3 ausgebildet, die mit der Verbrennungskammer 2 in Verbindung steht. Die Auslaßöffnung 3 weist einen Ventilsitz 3a auf.

Ein Auslaßventil 4 wirkt mit dem Ventilsitz 3a zusammen, um die Auslaßöffnung 3 zu öffnen und zu schließen. Eine Buchse 8 lagert einen Ventilstöbel 5, um die Hin- und Herbewegung des Auslaßventils 4 zum Öffnen und Schließen der Auslaßöffnung 3 zu führen. In einer Position nahe eines oberen Endes weist der Ventilstöbel 5 einen fest damit verbundenen Federhalter 6 auf. Ein Ende einer Ventilsfeder 7 stützt sich an einem Abschnitt des Zylinderkopfes 1 ab, und ein gegenüberliegendes Ende stützt sich am Federhalter 6 ab, wodurch das Auslaßventil 4 in Richtung einer geschlossenen Stellung vorgespannt wird. In der Schließstellung sitzt das Auslaßventil 4 im Ventilsitz 3a, wie in der Fig. 1A dargestellt ist.

Eine Auslaßnocke 10 einer am Zylinderkopf 1 befestigten Auslaßnockenwelle, nicht gezeigt, ist über dem Ventilstöbel 5 angeordnet. Die Auslaßnocke 10 weist eine erste integrale Nockennase 11 auf, um einen normalen Nockenhub vorzusehen, und eine zweite integrale Nockennase 12, um einen kleinen Nockenhub vorzusehen. Die erste integrale Nockennase 11 springt von einem Grundkreis 13 in radialer Richtung nach außen bezüglich einer Drehachse der Auslaßnocke 10 um eine erste vorbestimmte Höhe vor. Die zweite integrale Nockennase 12 ist in Winkelrichtung von der ersten integrierten Nockennase 11 beabstandet und springt vom Grundkreis 13 in radialer Richtung nach außen, um eine zweite vorbestimmte Höhe vor, die kleiner ist als die erste vorbestimmte Höhe. Die erste Nockennase 11 ist so angeordnet, daß sie während der Ausstoßphase des Motors in einer Position oberhalb des Ventilstöbels 5 zu liegen kommt. Die zweite Nockennase 12 ist derart angeordnet, daß sie während der Kompressionsphase des Motors nahe dem oberen Tropunkt (TDC; Top dead center) in einer Position oberhalb des Ventilstöbels 5 zu liegen kommt.

Ein hydraulischer Ventilhebel 15 ist im Betrieb zwischen dem Ventilstöbel 5 und der Auslaßnocke 10 angeordnet und dient als ein Nockennutnehmer, der mit der Auslaßnocke 10 zusammenwirkt, um das Auslaßventil 4 zu öffnen und zu schließen. Eine Bohrung 16 ist durch den Zylinderkopf 1 oberhalb der Buchse 8 ausgeformt, um einen Körper 17 des Ventilhebers 15 aufzunehmen. Der Körper 17 ist mit einer Stöbelbohrung 18 ausgebildet, die einen Stöbel 19 aufnimmt. Der Stöbel 19 bestimmt innerhalb der Stöbelbohrung 18 eine Servokammer und bleibt in physchem Kontakt mit einem oberen Ende des Ventilstöbels 5. Als Antwort auf einen Druck des Hydraulikfluids innerhalb der Bohrung 18 kann der Stöbel 19 vorragen und einen Raum zwischen dem oberen Ende des Ventilstöbels 5 und dem Grundkreis 13 der Auslaßnocke 10 im wesentlichen füllen.

Die Heber- und Stöbelbohrungen 16 und 18 verlaufen ko-axial zum Ventilstöbel 5, um eine relative Bewegung des Stöbels 19 und des Heberkörpers 17 in eine Richtung zu erlauben, in der der Ventilstöbel 5 von der Drehachse der Auslaßnocke 10 beabstandet ist.

Wie am besten in der Fig. 2 zu erkennen ist, ist der Stöbel 19 abgesetzt, um einen Abschnitt mit verringertem Durchmesser auszubilden, der mit einem Abschnitt unverringerten Durchmessers über eine Schulter verbunden ist. Diese Schulter ist ausgebildet, mit einem am Heberkörper 17 befestigten Stopring 20 zusammenzuwirken. Die Zusammenwirkung der Schulter mit dem Stopring 20 verhindert, daß der Stöbel 19 aus der Stöbelbohrung 18 herausgleitet.

Der Heberkörper 17 trägt eine Paßscheibe 21, die als eine

Nockennutnehmerfläche dient. Die Paßscheibe 21 kann durch eine Paßscheibe anderer Dicke ersetzt werden.

Um den Druckaufbau, der auf den Stöbel 19 wirkt, zu regeln, weist der Ventilheber 15 innerhalb des Körpers 17 ein Hydraulikmittel 23 zur Regelung der Zufuhr eines inkompressiblen Hydraulikfluids zur Servokammer innerhalb der Stöbelöffnung 18 und zum Ablassen des Hydraulikfluids aus derselben auf. Das Hydraulikmittel 23 umfaßt eine Spulenbohrung in Form einer abgestuften Radialbohrung 24, 10 eine in einem Abschnitt von nicht verringertem Durchmesser der abgestuften Radialbohrung 24 angeordnete Spule 25, ein innerhalb der Spule 25 befestigtes Kugelsteuerventil 26 und eine Rückholfeder 27, die die Spule 25 gegen einen Stopring 39 drückt.

Die abgestufte Bohrung 24 weist einen Bohrungsschnitt von verringertem Durchmesser auf, der mit dem Abschnitt von nicht verringertem Durchmesser über eine Schulter 34a verbunden ist. Diese abgestufte Bohrung 24 ist ein Sackloch, dessen offenes Ende durch einen Stopfen 28 verschlossen ist. Die Spule 25 kann von einer ersten bzw. von der Feder festgesetzten Stellung, wie sie in den Fig. 1A oder 2 dargestellt ist, in eine zweite Stellung, wie sie in der Fig. 4A dargestellt ist, verschoben werden. Die zweite Stellung ist durch das Abstützen der Spule 25 an der Schulter 34a definiert. An einem Ende ist eine Radialöffnung 29 mit der Stöbelbohrung 18 verbunden. Am anderen Ende öffnet sich die Radialöffnung 29 zum Abschnitt von nicht verringertem Durchmesser der abgestuften Bohrung 24. Die Radialöffnung 29 ist innerhalb einer Fläche angeordnet, die von der Spule 25 nicht bedeckt ist (vgl. Fig. 2), wenn sie sich in der ersten, von der Feder festgelegten Position befindet, aber ist in der zweiten Position (vgl. Fig. 4A) durch die Spule 25 bedeckt. Zusätzlich zur Radialöffnung 29 öffnen sich zwei Öffnungen, nämlich eine Eintaßöffnung 30 für das Hydraulikfluid und eine Ablaßöffnung 31 zur abgestuften radialen Bohrung 24. Die Spule 25 teilt die Innenseite der abgestuften Bohrung 24 in eine Eintaßkammer 33 des Hydraulikfluids und in eine Ablaßkammer 34. An einem Ende ist die Eintaßöffnung 30 für das Hydraulikfluid mit der Eintaßkammer 33 des Hydraulikfluids verbunden. Am anderen Ende ist die Eintaßöffnung 30 des Hydraulikfluids über eine Umlangsnuß mit einer Verteilerleitung 32 verbunden, wie am besten in der Fig. 2 zu sehen ist. An einem Ende ist die Ablaßöffnung 31 mit der Ablaßkammer 34 verbunden. Am anderen Ende ist die Ablaßöffnung 31 zum inneren der Stöbelöffnung 16 geöffnet.

In Fig. 2 ist zu sehen, daß die Spule 25 in ein Gehäuse 35 und eine Lippe 36 teilbar ist und aus diesen besteht. Das Gehäuse 35 besteht aus einer Lückscheibe und einer Hülse, die sich in axialer Richtung von der Lückscheibe erstreckt. Die Lippe 36 schließt ein offenes Ende der Hülse des Gehäuses 35 und dient als ein Federhalter der Rückholfeder 27. Durch die Lückscheibe des Gehäuses 35 ist eine Axialbohrung 37 ausgebildet. Entlang des Umlangs der Hülse des Gehäuses 35 erstreckt sich eine Nut und weist eine Radialöffnung 38 auf, die durch die Hülse ausgebildet ist.

Die Rückholfeder 27 erstreckt sich durch die Ablaßkammer 34 und wirkt auf die Lippe 36 und das geschlossene Ende der Bohrung 24. Die Rückholfeder 27 drückt die Spule 25 zur Bewegung in eine Richtung zur Eintaßkammer 33 des Hydraulikfluids, bis die Lückscheibe des Gehäuses 35 an den Stopring 39 anstößt. Die Schulter 34a beschränkt die Bewegung der Spule 25 in die Gegenrichtung in Richtung der Ablaßkammer 34 gegen die Rückholfeder 27. Die Spule 25 bedeckt die Radialöffnung 29, und die Radialöffnung 38 ist über die Nut mit der Radialöffnung 29 verbunden, wenn die Spule 25 an die Schulter 34a stößt. Die Hülse des Gehäuses 35 der Spule 25 weist darin befestigt das Regelventil 26

auf. Das Regelventil 26 umfaßt eine Kugel 41, einen Halter 42 und eine Feder 43. Die Feder 43, die durch den Halter 42 gehalten ist, drückt die Kugel 41 gegen einen Ventilsitz der Axialbohrung 37. Die Kugel 41 verschließt die Axialbohrung 37, wenn sie im Ventilsitz unter der Vorspannung der Feder 43 sitzt.

Eine hydraulische Druckeinheit 45 regelt die Zufuhr des Hydraulikfluids zum Hydraulikmittel 23 und den Abfluß desselben vom Hydraulikmittel 23. Über eine Zuleitung 46 wird Hydraulikfluid der Verteilerleitung 32 zugeführt oder von dieser abgelassen. Eine Pumpe 47 dient als eine Quelle des Hydraulikfluids. Eine Ablaßleitung 48 ist vorgesehen, um das vom Hydraulikmittel 23 abgelassene Hydraulikfluid einem Speichertank 53 zurückzuleiten. Die hydraulische Druckeinheit 45 umfaßt eine Ventileinheit 51 und eine elektrische Steuereinheit (electronic control unit; ECU) 52. Die Ventileinheit 51 weist ein durch einen Solenoiden betätigtes Zweistellungsventil 49 und ein Rückflußventil 50 auf. Das Rückflußventil 50 ist in der Ablaßleitung 48 angeordnet. Das Zweistellungsventil 49 ist fluidhäüfig zwischen der Pumpe 47, der Zuleitung 46 und der Ablaßleitung 48 angeordnet. Wenn der Solenoid nicht angeschaltet ist, nimmt das Zweistellungsventil 48 eine erste oder federfestgesetzte Stellung ein, in der die Zuleitung 46 von der Pumpe 47 getrennt und mit der Ablaßleitung 48 verbunden ist. Wenn der Solenoid angeschaltet ist, nimmt das Zweistellungsventil 48 eine zweite Stellung gegen die Vorspannung der Feder ein. In der zweiten Stellung ist die Zuleitung 46 mit der Pumpe 47 verbunden und von der Ablaßleitung 48 getrennt. Die elektronische Steuereinheit 52 empfängt Informationen, wie das Maß, um das ein Gaspedal (oder Beschleunigungspedal) niedergedrückt ist, sowie andere Informationen bezüglich des Fahrzustands des Fahrzeugs.

Während des normalen Motorbetriebs ist eine Motorbremse nicht notwendig. In diesem Zustand schaltet die ECU 52 den Solenoiden des Zweistellungsventils 49 nicht ein, was das Ventil 49 veranlaßt, die erste, von der Feder festgesetzte Stellung einzunehmen. In dieser Feder festgesetzten Stellung des Ventils 49 ist die Zuleitung 46 mit der Ablaßleitung 48 verbunden und von der Pumpe 47 getrennt. Der hydraulische Fluiddruck innerhalb der Einlaßkammer 33 befindet sich auf einem niedrigen Pegel, der durch das Rückflußventil 50 bestimmt wird, was es der Rückholfeder 47 ermöglicht, die Spule 25 in ihrer federfestgesetzten Stellung zu halten, wie in den Fig. 1A bis 1C und 2 dargestellt ist. Die Spule 25 gibt die Radialöffnung 29 frei, was die Stößelbohrung 18 in Verbindung mit der Einlaßkammer 34 läßt. Dies ermöglicht es dem Heberkörper 17, eine normale Motorbetriebsstellung einzunehmen, wie in den Fig. 1A bis 1C und 2 dargestellt ist. In der Fig. 2, in der Stellung des normalen Motorbetriebs, ruht der Heberkörper 17 an einem oberen Ende des Stößels 19, da innerhalb der Stößelbohrung 18 kein Hydraulikfluiddruck herrscht, was eine Lücke zwischen einer oberen Fläche der Paßscheibe 21 und dem Grundkreis 13 der Auslaßnocke 10 erzeugt (vgl. Fig. 1A). Diese Lücke ist groß genug, um die zweite Nockennase 12 für den Motorbremsbetrieb zu erlauben, über die Paßscheibe 21 zu gehen, ohne das Ablaßventil 4 von der geschlossenen Stellung nahe dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase zu heben (vgl. Fig. 1B). Wie an der Fig. 1C zu sehen ist, kann die erste Nockennase 11 das Ablaßventil 4 von der geschlossenen Stellung während der Ausstoßphase (vgl. Fig. 1C) heben. In Fig. 5 stellt die durchgezogene Linie das Ventilhubdiagramm des Ablaßventils während des normalen Motorbetriebs dar, während die gestrichelte Linie mit zwei Punkten das Nockenhubdiagramm darstellt. In Fig. 5A bezeichnet "a" einen radialen Abstand vom Grundkreis 13 zur Spitze der zweiten Nockennase 12

dar und eine Summe "a + b" stellt einen radialen Abstand vom Grundkreis zur Spitze der ersten Nockennase 11 dar. Der maximale Ventilhub des Ablaßventils 4 ist "b" während des normalen Motorbetriebs. Wird ein Motorbremsbetrieb verlangt, schaltet die ECU 52 den Solenoiden ein. Das Einschalten des Solenoiden bewirkt, daß das Zweistellungsventil 49 die zweite Stellung einnimmt, in der die Zuleitung 46 von der Ablaßleitung 48 getrennt und mit der Pumpe 47 verbunden ist. In Fig. 3a ist gezeigt, daß unmittelbar nachdem das Zweistellungsventil 49 die zweite Stellung eingenommen hat, die Pumpe 47 Hydraulikfluid zur Einlaßkammer 33 über die Zuleitung 46, die Verteilerleitung 32 und die Einlaßöffnung 30 fördert. Ein Anstieg des Hydraulikfluiddruckes innerhalb der Einlaßkammer 33 bewegt die Spule 25 gegen die Rückholfeder 27 vom Stopring 39 weg (vgl. Fig. 3a). Ein weiterer Anstieg des Hydraulikfluiddruckes bewegt die Spule 25 zur in der Fig. 3B gezeigten Stellung. In der Stellung der Fig. 3B bedeckt die Spule 25 die Radialöffnung 29 und die Kugel 41 schließt noch immer die Axialbohrung 37. Ein weiterer Anstieg bis zu einem Pegel, der so hoch wie der Pumpendruck ist, drückt die Kugel 41, um die Axialbohrung 37 zu öffnen (vgl. Fig. 3C), was es dem Hydraulikfluid ermöglicht, in das Innere der Stößelbohrung 18 zu fließen. Dies verursacht einen Druckaufbau innerhalb der Stößelbohrung 18, was den Heberkörper 17 von der Stellung des normalen Motorbetriebs, wie in der Fig. 3B dargestellt, zu einer Stellung des Motorbremsbetriebs hebt, wie er in der Fig. 3C dargestellt ist. In der Stellung des Motorbremsbetriebs füllt der Ventilheber 15 im wesentlichen die Lücke (vgl. Fig. 2) zwischen der Paßscheibe 21 und dem Grundkreis 13 der Auslaßnocke 10, wie in der Fig. 4A dargestellt. Mit anderen Worten ist in der Stellung des Motorbremsbetriebs die Nockennahmerfläche auf der Paßscheibe 21 weniger weit vom Grundkreis 13 der Auslaßnocke 10 beabstandet, als sie von diesem in der Stellung des normalen Motorbetriebs beabstandet ist.

In Fig. 4B ist gezeigt, daß sich die zweite Nockennase 12 in Körperkontakt mit der Paßscheibe 21 befindet, und das Ablaßventil 4 um eine kleine Lücke vom Ventilsitz 3a hebt, wenn die Auslaßnocke sich in einer Winkelstellung nahe TDC während der Kompressionsphase befindet.

In Fig. 4C ist gezeigt, daß während der Auslaßphase die erste Nockennase 11 in Körperkontakt mit der Paßscheibe 21 steht und das Ablaßventil 4 vollständig öffnet. Die durchgezogene Linie in der Fig. 5B stellt das Ventilhubdiagramm des Ablaßventils 4 während des Motorbremsbetriebs dar.

Während des Motorbremsbetriebs öffnet die zweite Nockennase 12 das Ablaßventil 4 nahe TDC während der Kompressionsphase etwas, was es erlaubt, daß ein Teil der geladenen Eintaßluft von der Verbrennungskammer 2 in die Auslaßöffnung 3 entweicht. Dies bewirkt einen Abfall in der Größe der auf den Kolben wirkenden Kraft während der nachfolgenden Verbrennungs- oder Leistungsphase, was eine wirksame Motorbremse schafft.

In Fig. 3C ist gezeigt, daß, wenn die Spule 25 die Radialöffnung 29 bedeckt, die Kugel 41 die Axialbohrung 37 verschließt, um die Strömung des Hydraulikfluids aus der Stößelbohrung 18 zu verhindern. Mit anderen Worten ist Hydraulikfluid in der Stößelbohrung 18 gefangen und wirkt als ein Festkörper. Das in der Stößelbohrung 18 gefangene Hydraulikfluid stellt eine zwangsweise Bewegungsverbindung zwischen dem Heberkörper 17 und dem Ventilstößel 5 des Ablaßventils 4 sicher. Ist einmal eine vorbestimmte Menge an Hydraulikfluid innerhalb der Stößelbohrung 18 gefangen, wird der Heberkörper 17 in der erhöhten Stellung des Motorbremsbetriebs gehalten. Dies macht es möglich, den Heberkörper 17 in der erhöhten Stellung des Motorbremsbe-

triebs während des Motorbetriebs bei niedrigen Geschwindigkeiten zu halten, wenn der Pumpendruck niedrig ist.

Die Fig. 3C bis 3E stellen die Bewegung der Spule 25 bei einem Umschalten vom Motorbremsbetrieb zum normalen Motorbetrieb dar. Diese Bewegung beginnt als Antwort auf einen Abfall im Hydraulikfluiddruck innerhalb der Einlaßkammer 33, unmittelbar nachdem die ECU 52 aufgehört hat, dem Solenoiden des Zweistellungsventils 49 Energie zuzuführen. Der Abfall des Hydraulikfluiddruckes innerhalb der Einlaßkammer 33 ermöglicht es der Rückholfeder 27, die Spule 25 in Richtung des Stopringes 39 zu bewegen, was die Radialöffnung 29 freigibt (vgl. Fig. 3D und 3E). Die Freigabe der Radialöffnung 29 erlaubt den Ablauf von Hydraulikfluid aus der Stößelbohrung 18 über die Ablaßkanäle 34 und die Ablaßöffnung 31. Dieses Ablassen von Hydraulikfluid erlaubt es dem Heberkörper 17, am Stößel 19 zu ruhen, um die Stellung des normalen Motorbetriebs einzunehmen, wie in der Fig. 2 dargestellt ist.

Von der vorangegangenen Beschreibung ist es klar, daß die horizontale Auslegung des Hydraulikmittels 23 Vorteile bezüglich der Vermeidung einer erhöhten Bauweise des Ventilhebers bietet.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel regelt die ECU 52 das Zweistellungsventil 49. Ein Handschalter, der durch einen Bediener betätigt wird, kann die ECU bei der Regelung des Zweistellungsventils 49 ersetzen.

Anhand der Beschreibung des dargestellten Ausführungsbeispiels ist es klar, daß die Bremsvorrichtung für die Ventilbetätigungs vorrichtung mit direkter Nockenbetätigung geeignet ist.

Die oben beschriebene Implementierung der vorliegenden Erfindung ist eine beispielhafte Implementierung. Verschiedene Abänderungen der vorliegenden Erfindung sind einem Fachmann klar und fallen innerhalb des Schutzzumfangs der vorliegenden Erfindung, wie er unten beansprucht wird.

#### Patentansprüche

1. Motorbremsvorrichtung für eine Verbrennungskraftmaschine, umfassend:  
ein Ablaßventil (4) mit einem Ventilstößel (5);  
eine Ablaßnocke (10) mit einer ersten Nockennase (11), die sich zur Öffnung des Ablaßventils (4) während einer Ablaßphase des Motors von einem Grundkreis (13) erstreckt, und mit einer zweiten Nockennase (12), die sich zur Öffnung des Ablaßventils (4) während der Kompressionsphase des Motors vom Grundkreis (13) erstreckt;  
ein Ventilheber (15), der in einer bewegungsübertragenden Beziehung zwischen der Ablaßnocke (10) und dem Ventilstößel (5) angeordnet ist, wobei der Ventilheber (15) eine Nockennitnehmerfläche (21) umfaßt, die mit der Ablaßnocke (10) zusammenwirkt; und  
ein Zweistellungsventil (49) mit einer ersten Stellung, die die Ablaßöffnung (29) im Hydraulikfluid zw. dem Ventilheber (15) ermöglicht, und einer zweiten Stellung, die eine Zufuhr von Hydraulikfluid an den Ventilheber (15) ermöglicht,  
wobei der Ventilheber (15) eine erste Stellung für den normalen Motorbetrieb aufweist, in der die Nockennitnehmerfläche (21) vom Grundkreis (13) der Ablaßnocke (10) beabstandet ist, um dazwischen eine vorge bestimmte Lücke zu bestimmen, die groß genug ist, den Durchlaß der zweiten Nockennase (12) über die Nockennitnehmerfläche (21) ohne Öffnung des Ablaßventils (4) während der Kompressionsphase zu ermöglichen,

wobei der Ventilheber (15) eine zweite Stellung für den Motorbremsbetrieb aufweist, in der die Nockennitnehmerfläche (21) weniger weit vom Grundkreis (13) der Ablaßnocke (10) beabstandet ist, um der zweiten Nockennase (12) zu ermöglichen, das Ablaßventil (4) während der Kompressionsphase zu öffnen, und wobei der Ventilheber (15) die erste Stellung als Antwort auf das Ablassen von Hydraulikfluid aus demselben einnimmt und der Ventilheber (15) die zweite Stellung als Antwort auf die Zufuhr von Hydraulikfluid zu demselben einnimmt.

2. Motorbremsvorrichtung nach Anspruch 1, wobei der Ventilheber (15) einen Heberkörper (17) mit der Nockennitnehmerfläche (21) und einer Stößelbohrung (18), wobei ein Stößel (19) in der Stößelbohrung (18) angeordnet ist und in Körperkontakt mit dem Ventilstößel (5) steht, und ein Hydraulikmittel (23) zur Steuerung der Zufuhr von Hydraulikfluid an die Stößelbohrung und zur Steuerung des Ablassens desselben aus der Stößelbohrung als Antwort auf die Zufuhr oder das Ablassen von Hydraulikfluid an oder von dem Ventilheber aufweist, und wobei der Ventilkörper (17) relativ zum Stößel (19) als Antwort auf einen Hydraulikfluiddruck innerhalb der Stößelbohrung (18) verschieblich ist.

3. Motorbremsvorrichtung nach Anspruch 2, wobei die Stößelbohrung (18) eine im wesentlichen koaxial zum Ventilstößel (5) verlaufende Axialbohrung ist, und wobei das Hydraulikmittel eine im Heberkörper (17) ausgebildete Spulenbohrung (24), eine in der Spulenbohrung (24) angeordnete Spule (25), die die Radialbohrung (24) in eine Einlaßkammer (33) für das Hydraulikfluid und eine Ablaßkanäle (34) teilt, eine in Verbindung mit der Einlaßkammer (33) des Hydraulikfluids stehende Einlaßöffnung (30) des Hydraulikfluids, die mit dem Zweistellungsventil (49) verbunden ist, eine in Fluidverbindung mit der Ablaßkanäle (34) stehende Ablaßöffnung (31), eine Rückholfeder (27) innerhalb der Ablaßkanäle (34), die die Spule (25) in Richtung der Einlaßkammer (33) des Hydraulikfluids in Richtung einer federfestgesetzten Stellung vor spannt, eine Verbindungsöffnung (29), die sich zur Radialöffnung innerhalb einer durch die Spule bedeckten Öffnung öffnet und in Verbindung mit der Stößelbohrung (18) steht, sowie ein Einwegregelventil innerhalb der Spule umfaßt, das die Strömung von Hydraulikfluid von der Einlaßkammer (33) des Hydraulikfluids zur Stößelöffnung (18) ermöglicht, aber die umgekehrte Strömung des Hydraulikfluids von der Stößelbohrung (18) zur Einlaßkammer (33) des Hydraulikfluids verhindert.

4. Motorbremsvorrichtung nach Anspruch 4, wobei die Spulenbohrung (25) sich in einer radialen Richtung bezüglich der Stößelbohrung (18) erstreckt.

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

FIG. 1A

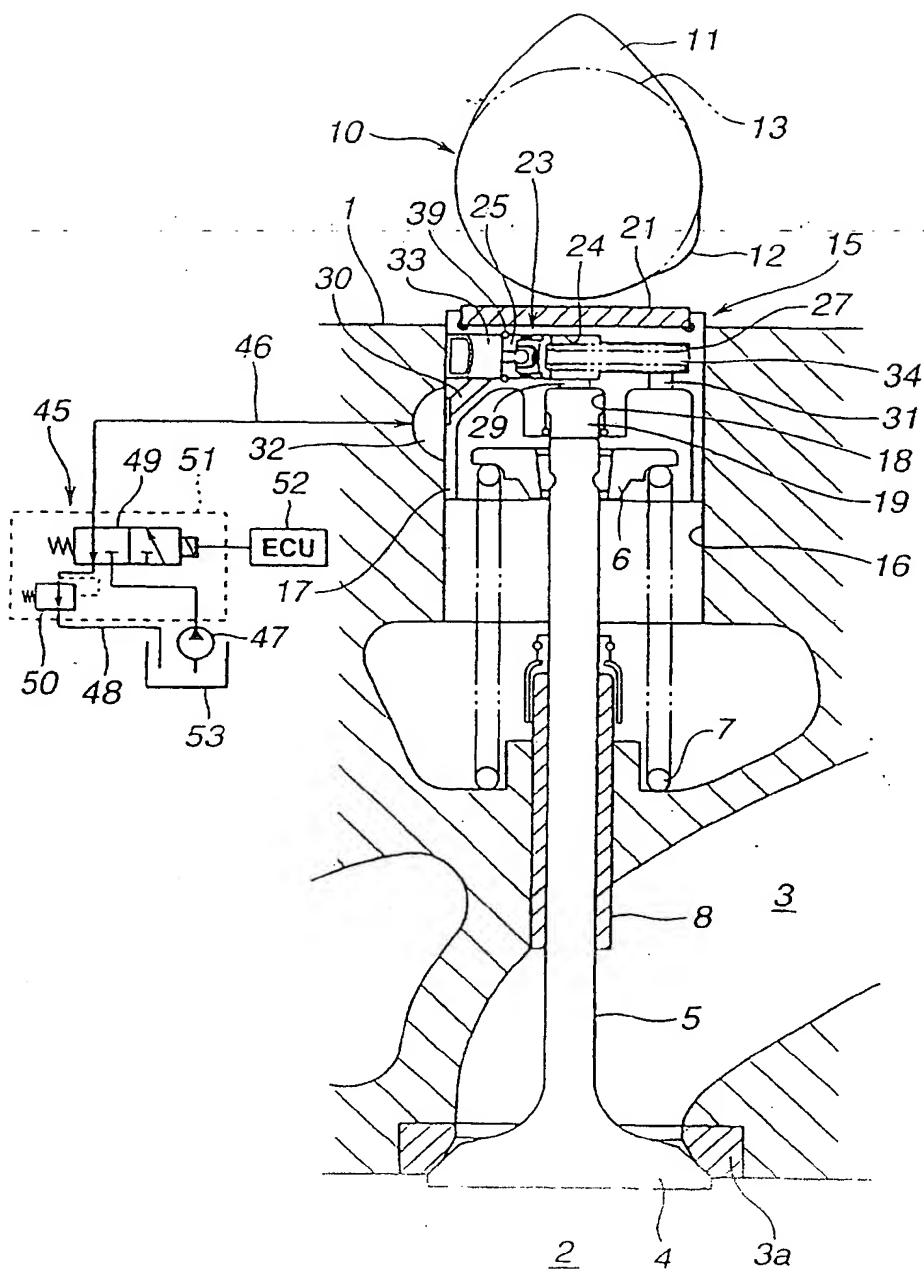
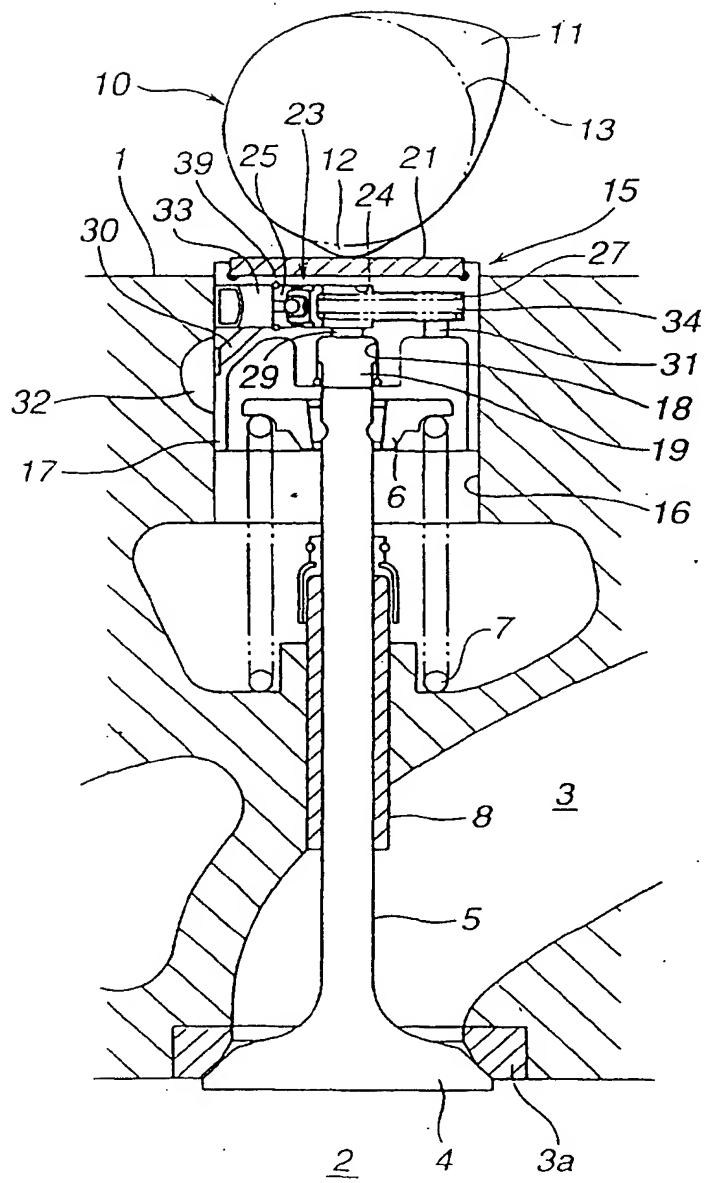
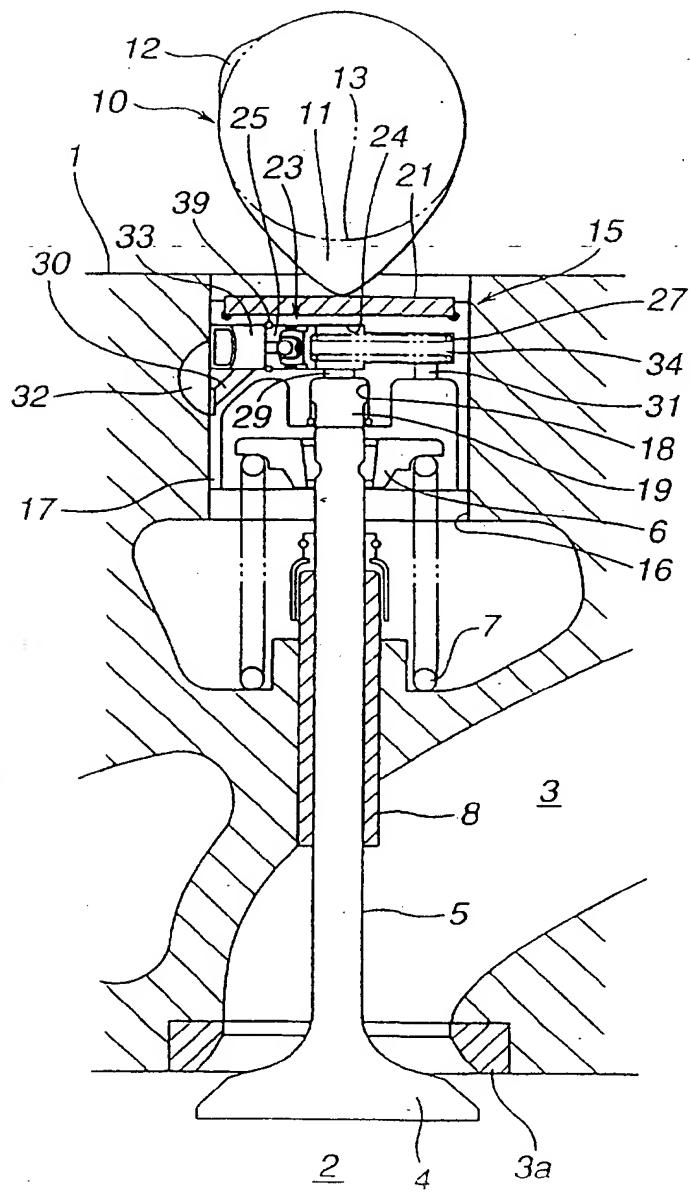


FIG.1B



**FIG. 1C**

**FIG.2**

DREHUNG DER NOCKE

ROTATION OF CAM 10

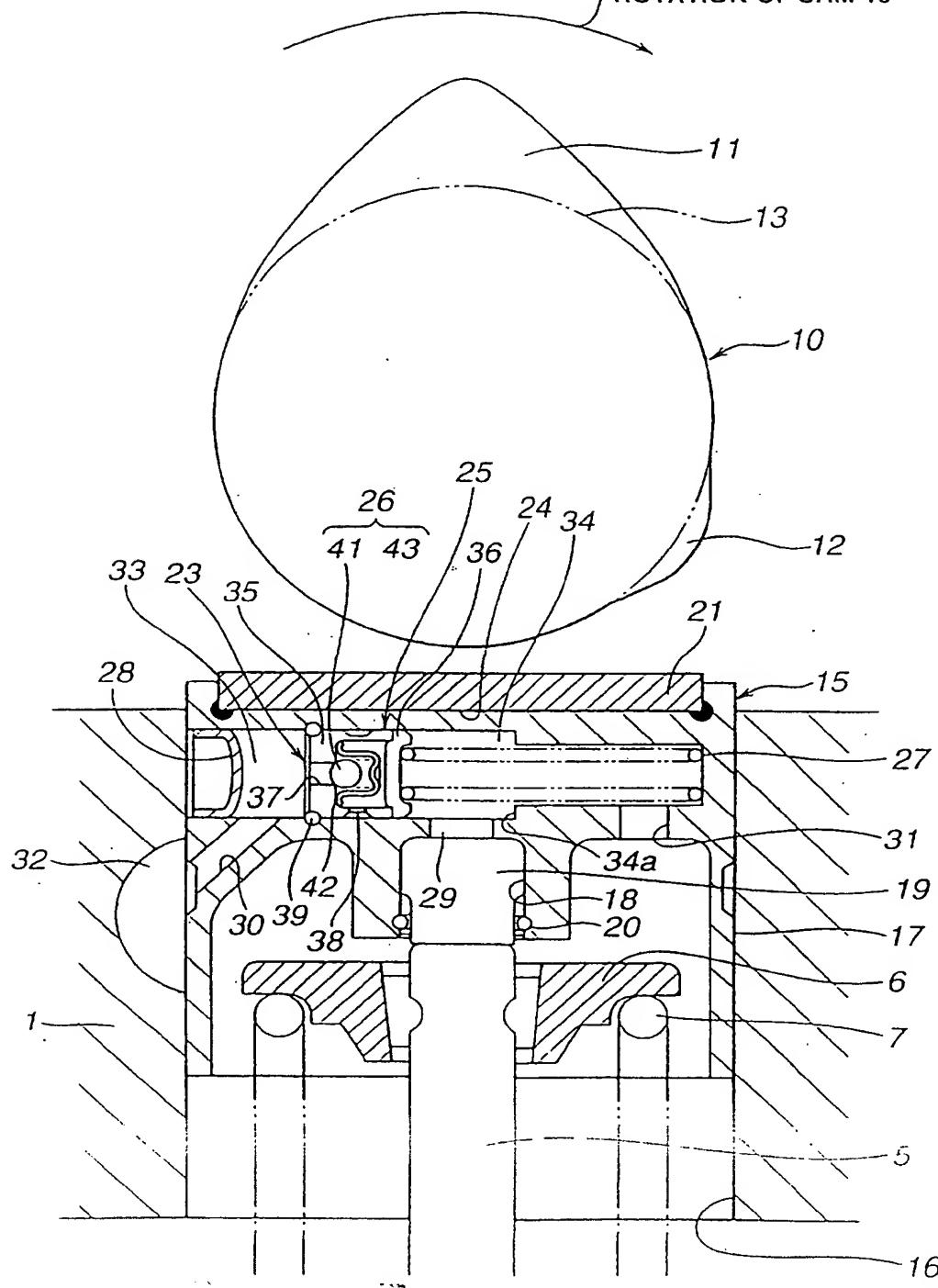


FIG.3A

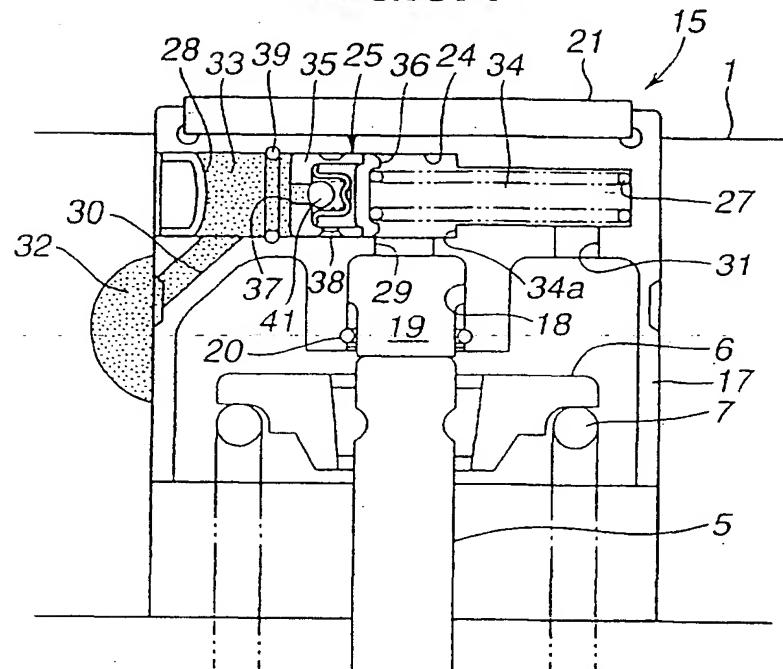
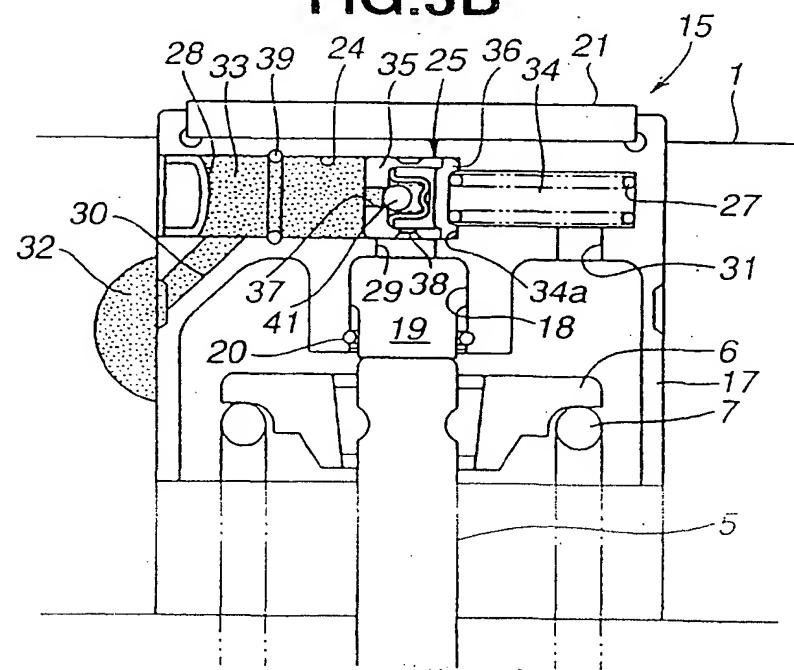
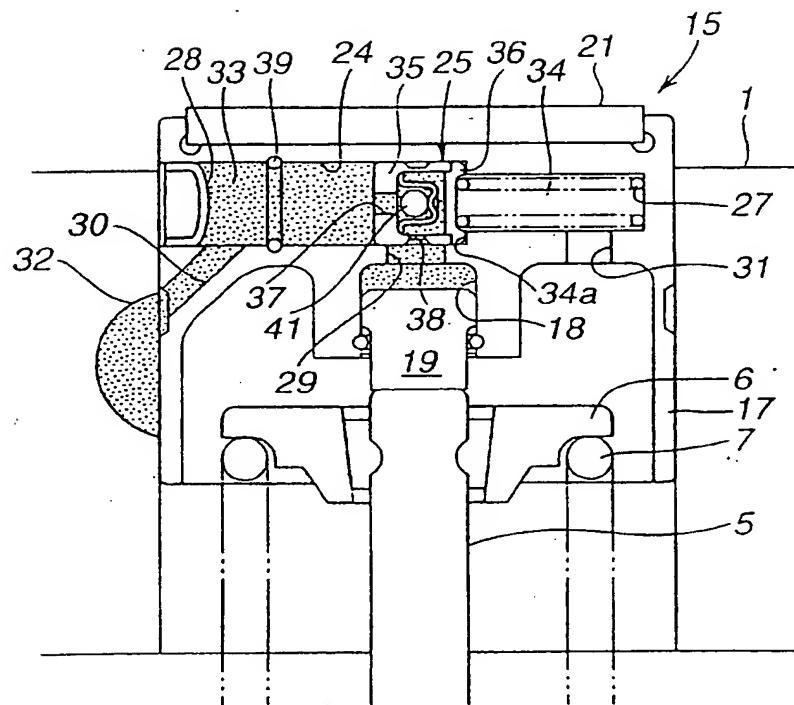


FIG.3B



## FIG.3C



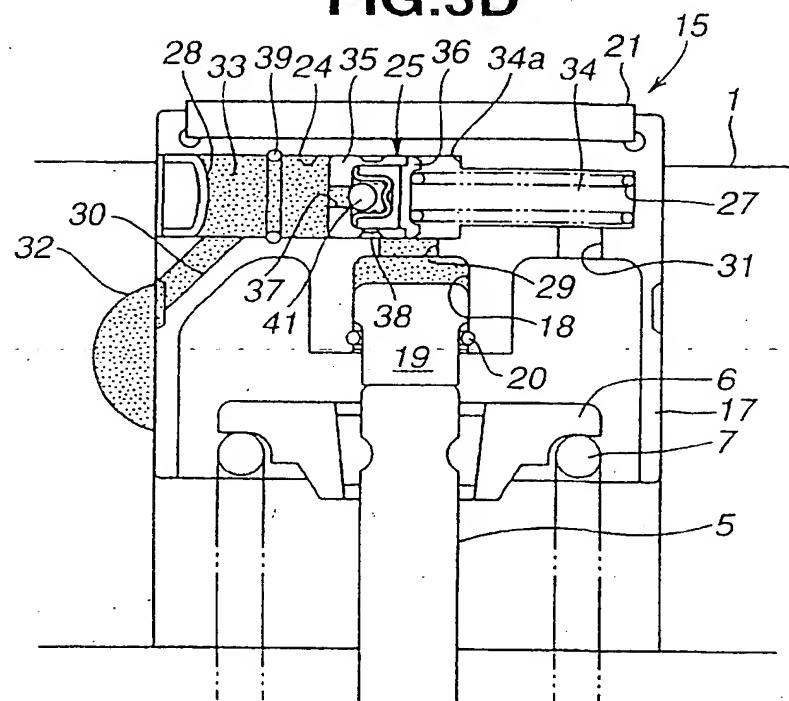
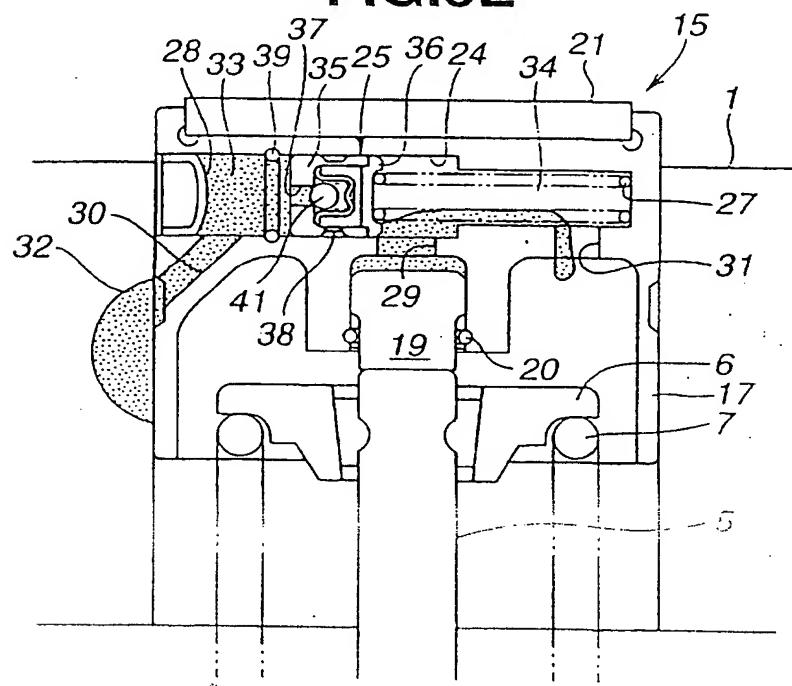
**FIG.3D****FIG.3E**

FIG.4A

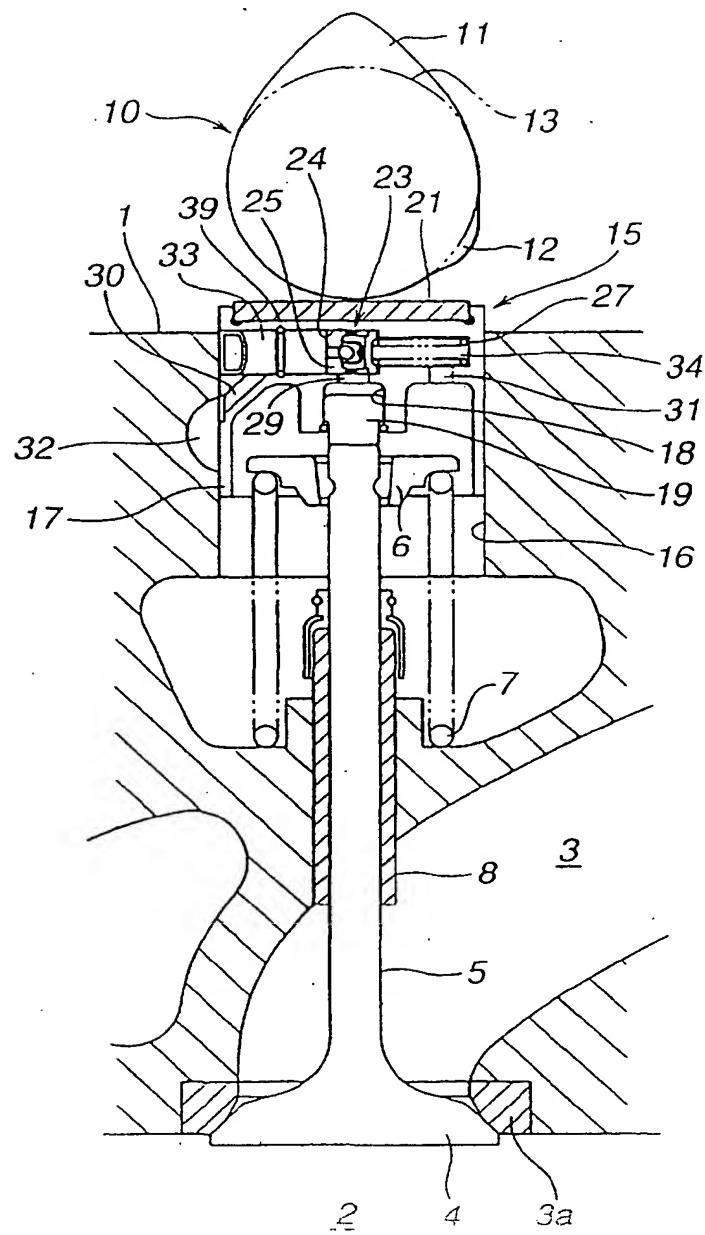
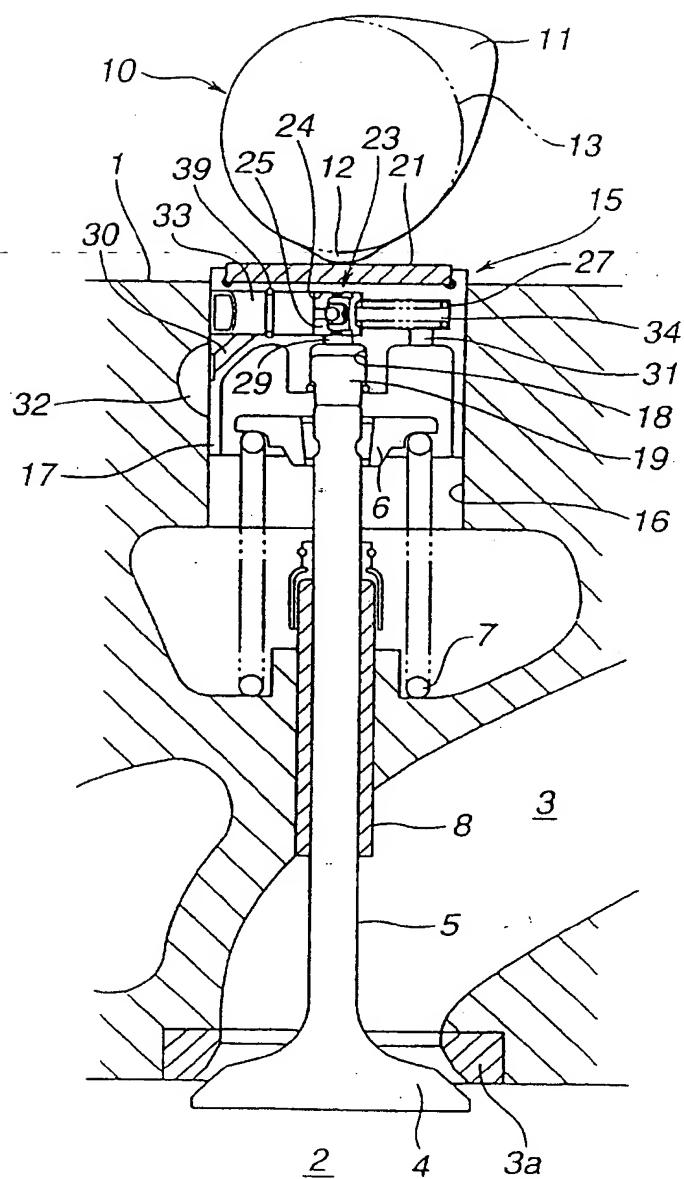
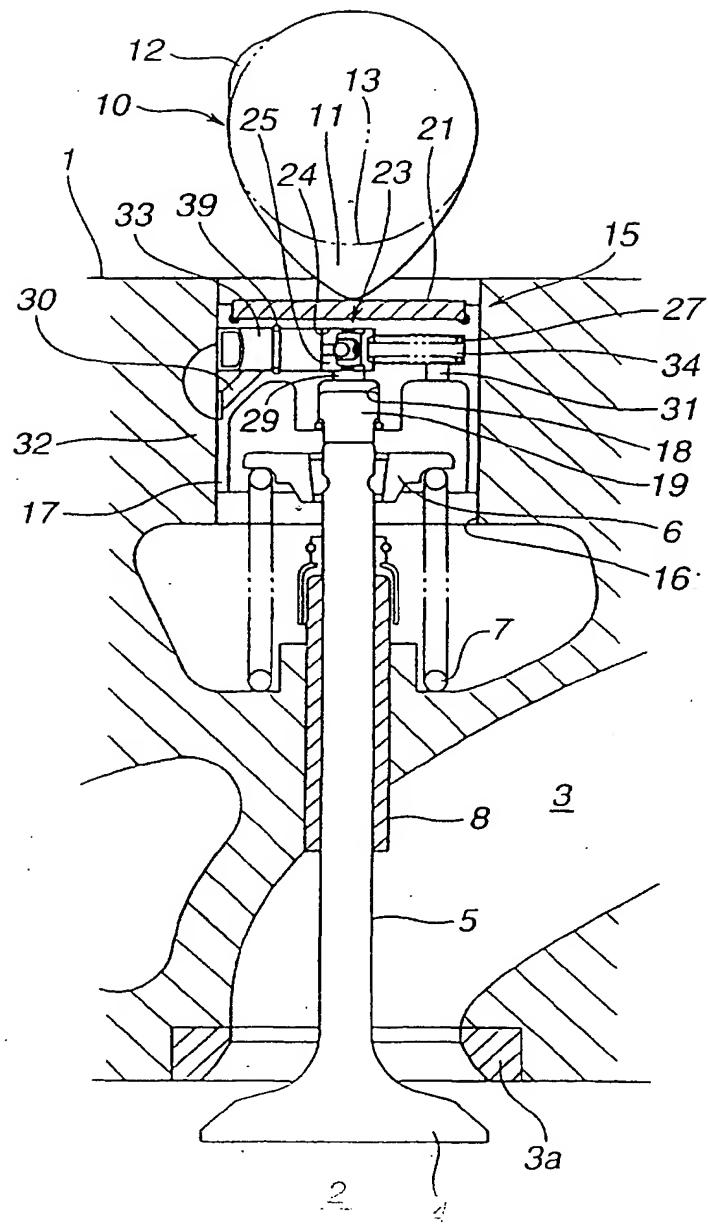
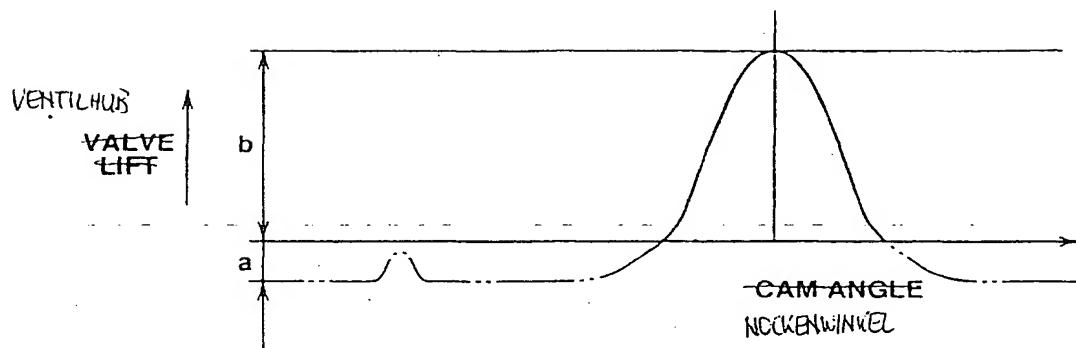


FIG.4B



## FIG.4C



**FIG.5A****FIG.5B**